

12.07.2004



REC'D 27 JUL 2004

WIPO

PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen:

103 59 259.8

**CERTIFIED COPY OF
PRIORITY DOCUMENT**

Anmeldetag:

17. Dezember 2003

Anmelder/Inhaber:

Max-Planck-Gesellschaft zur Förderung der
Wissenschaften eV, 80539 München/DE

Bezeichnung:

Verfahren und Dämpfungsvorrichtung zur
Dämpfung einer Torsionsschwingung
in einem rotierenden Antriebsstrang

Priorität:

13. Juni 2003 DE 203 18 396.7

IPC:

F 16 F 15/18

BEST AVAILABLE COPY

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 18. Juni 2004
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Hintermeier

**PRIORITY
DOCUMENT**

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

BESCHREIBUNG

5 **Verfahren und Dämpfungsvorrichtung zur Dämpfung einer
Torsionsschwingung in einem rotierenden Antriebsstrang**

10 Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Dämpfung einer Torsionsschwingung in einem Antriebsstrang gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 1 sowie eine entsprechende Dämpfungsvorrichtung gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 23.

15 In Antriebssträngen, die der Drehmomentübertragung dienen und die einen elektrischen Motor oder Generator enthalten, können insbesondere bei einer großen Masse der bewegten Teile, respektive großen Massenträgheitsmomenten der Welle und der an der Welle befestigten Teile in Verbindung mit geringen Dämpfungen, wie sie insbesondere für den Werkstoff Stahl typisch sind, Torsionsschwingungen auftreten. Aufgrund der geringen
20 Dämpfung bedarf es zur Anregung einer Resonanztorsionsschwingung (Torsionsschwingung bei einer Resonanzfrequenz) nur relativ kleiner Leistungen. Die Anregung kann dabei insbesondere mechanisch und/oder elektrisch erfolgen. Auf der mechanischen Seite können die Anregungen beispielsweise durch plötzliche mechanische Lastwechsel mit einem breiten Anregungs-
25 Frequenzspektrum verursacht werden. Auf der elektrischen Seite kann beispielsweise bei einem Generator das Hinzu- oder Abschalten von Lasten eine Anregung darstellen, oder es kommt durch elektromagnetische Ausgleichsvorgänge im Netz zu Anregungen mit der Resonanzfrequenz.
30

Die Resonanztorsionsschwingungen können erhebliche Schäden am Antriebsstrang oder an Teilen von diesem, z.B. Kupplungen, verursachen. Versagt der Antriebsstrang, d.h. kommt es auf-

grund der Torsionsbelastung zum Bruch, kann es aufgrund der hohen mechanischen Energie der rotierenden Teile des Antriebsstrangs zur Zerstörung der an dem Antriebsstrang angeschlossenen Teile kommen. Selbst wenn die Schäden rechtzeitig
 5 bemerkt werden, sind die Reparaturen aufwändig und insbesondere wegen der Stilllegung während des Wartungszeitraumes sehr teuer. Da das einfache Abschalten der Maschinen bei Auftreten der genannten Torsionsschwingungen zwar möglich, aber wirtschaftlich nachteilig ist, wurden verschiedene Systeme
 10 entwickelt, um solche Schwingungen zu verhindern.

Beispielsweise wird im US-Patent US 5 804 949 eine Vorrichtung beschrieben, die über ein gesteuertes Schalten von Kapazitäten und/oder Induktivitäten unerwünschte Schwingungen auf
 15 der Lastseite eines Generators unterdrückt, und dadurch eine Schwingungsanregung der Antriebswelle, an der der Generator angeschlossen ist, unterdrückt oder zumindest eindämmt.

Nachteilig an dieser Vorrichtung ist, dass sie nur die
 20 Schwingungsanregung durch die elektrische Last unterdrückt, nicht jedoch die Schwingung direkt dämpft, also auch keiner Anregung, die auf der mechanischen Seite entsteht, entgegenwirken kann.

25 Zur unmittelbaren Dämpfung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang eines Generators schlagen C.-J. Wu et al. in „IEEE Trans. Energy Conv.“ Bd.8, S.63 ff., 1993 ein System mit einem Energiezwischenspeicher vor, von dem Wirkleistung in den Generator übertragen und dadurch Schwingungen des Antriebsstranges entgegengewirkt werden kann. Zur Energiezwischenspeicherung wird eine in einem Gleichstromkreis angeordnete supraleitende Spule benutzt, wobei der Gleichstromkreis
 30 über eine Thyristorschaltung und einen Transformator an das elektrische Netz des Generators angeschlossen ist. Das Netz

besteht aus einer Vielzahl verschiedener Verbraucher, die unabhängig voneinander kurzfristig Lasten zuschalten oder abschalten. Der ursprüngliche Zweck der von C.-J. Wu et al. beschriebenen Anordnung ist dabei nicht die Schwingungsdämpfung, sondern die Bereitstellung eines EnergiezwischenSpeichers zum Ausgleich kurzfristiger Lastunterschiede im Netz. Indem der Steuerung der Anordnung ein Regler überlagert wird, der Geschwindigkeitsänderungen an der Achse des Generators registriert und diesen mit Hilfe der Anordnung entgegenwirkt, können Torsionsschwingungen im Antriebsstrang, die sich als Geschwindigkeitsänderung an der Achse des Generators bemerkbar machen, gedämpft werden.

Mit diesem Verfahren könnte zwar theoretisch eine direkte Dämpfung der Torsionsschwingung realisiert werden. Insbesondere wegen der folgenden Nachteile ist das Verfahren von C.-J. Wu et al. jedoch für praktische Anwendungen ungeeignet. So werden bei diesem Verfahren alle Geschwindigkeitsänderungen erfasst und bedämpft, unabhängig davon, ob sie zu einer Torsionsschwingung in Resonanz gehören oder nicht. So kann es zu Störungen beim Generatorbetrieb kommen.

Außerdem ist der Einsatz in einem Netz problematisch, an dem mehrere Generatoren angeschlossen sind, deren Antriebsstränge gegebenenfalls unterschiedliche Resonanzfrequenzen aufweisen, da die Dämpfung einer Schwingung eines Antriebsstrangs zur Anregung einer Schwingung in einem anderen Antriebsstrang führen kann.

Zur Bereitstellung der Energie für die breitbandige Dämpfung des Antriebsstranges ist ferner die supraleitende Spule mit großer Induktivität erforderlich, mit deren Betrieb weitere Nachteile verbunden sind.

Problematisch bei dem Einsatz einer großen supraleitenden Spule zur Dämpfung von Schwingungen ist unter anderem, dass es bei einer Abgabe von Wirkleistung im Bereich zwischen 10 Hz und 40 Hz in der supraleitenden Wicklung zu Wechselfeld-
5 verlusten kommen kann, die zu einem Zusammenbruch der Supraleitung (Quench) führen können. Dies könnte zwar mit großem technischen Aufwand vermieden werden, im Ergebnis wäre die Anlage aber unwirtschaftlich. Außerdem ist es bei dem von C.-J. Wu et al. beschriebenen Verfahren mit einer großen Spule
10 zwingend erforderlich, die Spule unabhängig vom Auftreten einer Schwingung, dauernd stromdurchflossen vorzuhalten, wodurch Verluste entstehen, insbesondere auch im Bereich der Kühlanlage.

15 Des weiteren ist die Messung der Geschwindigkeitsunterschiede der Generatorachse als Regelgröße störanfällig, da die Geschwindigkeitsabweichungen relativ zur Rotationsgeschwindigkeit der Achse sehr klein sind. Dies zum einen deshalb, da die Achsen mit Rotationsgeschwindigkeiten von teilweise über
20 1000 Umdrehungen pro Minute rotieren, und außerdem die Winkelgeschwindigkeiten aufgrund der Torsionsschwingung bei Achsen mit einem großen Durchmesser, beispielsweise mehr als 20 cm, sehr klein sind. So können bei Antriebssträngen großer Generatoren Schwingungen bei etwa 30 Hz mit einer Amplitude
25 der gesamten Winkelverdrehung von einem Zehntel Grad bereits zu kritischen Beanspruchungen führen. Angesichts der hohen Winkelgeschwindigkeit der Welle auf Grund der betriebsbedingten Rotation ist die Messung solcher Winkelverdrehungen über eine Geschwindigkeitsmessung der Welle fehlerbehaftet und un-
30 zuverlässig.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Dämpfung von Torsionsschwingungen in rotierenden Antriebssträngen anzugeben, wobei die Dämpfung mit

möglichst geringem Aufwand erfolgen soll und Resonanzschwingungen im Antriebsstrang unterdrücken soll. Außerdem soll die Dämpfung von mehreren Antriebssträngen verschiedener elektrischer Maschinen, die an ein Netz angeschlossen sind, mit gegebenenfalls unterschiedlichen Torsionsresonanzfrequenzen mit
 5 möglichst geringem Aufwand erfolgen.

Diese Aufgaben werden hinsichtlich des Verfahrens durch die Merkmale des Anspruchs 1 und bezüglich der Vorrichtung durch
 10 die Merkmale des Anspruchs 23 gelöst.

Der Erfindung liegt die Idee zugrunde, dass ausschließlich Torsionsschwingungen gedämpft werden, die im Betrieb einer Anlage, die einen Antriebsstrang mit einer elektrischen Maschine aufweist, problematisch sind. Problematisch sind dabei
 15 beispielsweise solche Torsionsschwingungen mit einer bestimmten Frequenz, die zu einem Schaden an Teilen der Anlage führen können. Dies hat den Vorteil, dass die eingesetzte Dämpfungsleistung minimiert werden kann.

Die Dämpfung erfolgt erfindungsgemäß entsprechend einer klassischen mechanischen Dämpfung. Die Dämpfung wird in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung aufgebracht. Dies ist vorteilhaft, da auf diese Weise die Energie
 20 zielgerichtet für die Dämpfung der Torsionsschwingung verwendet wird. Die Torsionsschwingung eines Antriebsstranges lässt sich vereinfacht in Form der Differentialgleichung eines einfachen Torsionsschwingers darstellen:

$$30 \quad I\ddot{\phi} + c_0\dot{\phi} + k_0\phi = 0.$$

Dabei ist I das Massenträgheitsmoment des Schwingers, c_0 die Konstante der Torsionsdämpfung und k_0 die Konstante der Torsionsfeder. ϕ ist die zeitabhängige Weggröße der Torsions-

schwingung. Die erste Ableitung der Weggröße nach der Zeit ist die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}$ und die zweite Ableitung der Weggröße nach der Zeit ist die Winkelbeschleunigung $\ddot{\phi}$. Ein Dämpfungs-drehmoment ist dann effektiv, wenn es das maximale Drehmoment beim Durchgang der Nulllage der Weggröße auf-
 5 bringt, also in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit.

Gedämpft wird vorzugsweise ein Antriebsstrang, der mindestens eine Maschine zur elektrisch-mechanischen Energiewandlung aufweist, wobei dies z.B. ein Generator und/oder ein Motor
 10 sein kann. Die Maschine kann eine Synchron- oder Asynchron-Maschine sein. Der Antriebsstrang kann beispielsweise eine Dampfturbine mit angeschlossenem Generator, eine Windkraftanlage mit Generator, eine Wasserkraftturbine mit Generator
 15 oder ein Zwischenspeicher für elektrische Energie mit einem Schwungrad, einem Motor, der das Schwungrad antreibt, und einem Generator sein. Der Zwischenspeicher für elektrische Energie kann auch eine elektrische Maschine für den Antrieb und Abtrieb des Schwungrads aufweisen. Die elektrische Ma-
 20 schine kann beispielsweise auch ein Motor einer Walzanlage sein. Während des bestimmungsgemäßen Betriebes rotiert der Antriebsstrang der hier beschriebenen Anlagen üblicherweise kontinuierlich. Dabei kann er kontinuierlich mit konstanter Winkelgeschwindigkeit oder mit einer richtungstreuen verän-
 25 derlichen Winkelgeschwindigkeit in einem Bereich zwischen zwei Winkelgeschwindigkeiten unter Einschluss von Ein- und Ausschaltvorgängen rotieren. Das erfindungsgemäße Verfahren kann auch bei Anlagen eingesetzt werden, bei denen es insbesondere darum geht, Schwingungen, die während des Ein-
 30 und/oder Ausschaltvorganges auftreten, zu dämpfen.

Die elektrische Maschine ist an einen elektrischen Mehrpol angeschlossen, der die Maschine antreiben und/oder von der Maschine Leistung entnehmen kann. Der Mehrpol kann ein Dreh-

stromnetz oder ein einfaches Wechsel- oder Gleichstromnetz darstellen. Der Mehrpol kann ein öffentliches Versorgungsnetz oder ein fabrikinernes Versorgungsnetz sein. Wird mit der elektrischen Maschine ein starres Netz (z.B. öffentliches Versorgungsnetz) versorgt, so lässt sich die Wirkung der erfindungsgemäßen Dämpfung erhöhen, wenn das Versorgungsnetz von der elektrischen Maschine mit der Dämpfungsvorrichtung durch eine Induktivität (z.B. Drossel oder Transformator) vom starren Netz entkoppelt wird. Durch diese Maßnahme wird vor- teilhafterweise die Eingangsinduktivität des Versorgungsnetzes für die von der Dämpfungsvorrichtung bereitgestellte Wirkleistung erhöht. Entsprechendes gilt für eine elektrische Maschine, die aus einem starren Netz versorgt wird.

Vorzugsweise wird eine Abstimmung der Dämpfungsvorrichtung auf eine Resonanzfrequenz einer Torsionsschwingung vorgenommen, wodurch sich einerseits die Genauigkeitsanforderungen an die Messeinrichtung und andererseits die eingesetzte Leistung zur Dämpfung minimieren lassen. Die Dämpfung mit der Resonanzfrequenz besitzt ferner den folgenden Vorteil. Generatoranlagen mit den dazugehörigen Turbinen und bewegten Massen oder andere Anlagen mit elektrischen Maschinen vergleichbarer Größenordnung werden üblicherweise über Jahre hinweg nicht in ihrer Anordnung geändert. Deshalb ändern sich auch die Resonanzfrequenzen der Torsionsschwingungen des Antriebsstranges im wesentlichen nicht. Die Vorrichtung kann auf die tiefste Resonanzfrequenz des Antriebsstranges oder eine höhere Torsionsresonanzfrequenz abgestimmt sein. Die Abstimmung kann auch auf eine abweichende Frequenz, die z.B. bis zu 3% über- oder unterhalb einer Resonanzfrequenz liegt, erfolgen. Die Frequenzabstimmung kann bauartbedingt festgelegt und nicht regelbar sein. Es ist ausreichend, wenn die Regelung der erfindungsgemäßen Vorrichtung die Amplitude und die Phasenlage der Dämpfung regelt. Dadurch, dass die Vorrichtung auf eine

Resonanzfrequenz abgestimmt wird, kann sich auch ein Kostenvorteil ergeben.

- Vorteilhafterweise wird die Erfindung zur Torsionsdämpfung bei Antriebssträngen eingesetzt, deren Resonanztorsionsschwingung einen Gütefaktor von 500 oder mehr aufweist. Der Gütefaktor ist bei geringen Dämpfungen in guter Näherung indirekt proportional zum logarithmischen Dekrement einer Schwingung und beschreibt das Abklingverhalten. Das Verfahren kann auch vorteilhafterweise bei einem Gütefaktor von mehr als 300 oder 150 eingesetzt werden. Torsionsschwingungen, die einen solch hohen Gütefaktor aufweisen, treten typischerweise in großen, massereichen Anlagen auf.
- Alternativ kann die Erfindung auch vorteilhaft bei Antriebssträngen eingesetzt werden, deren Resonanztorsionsschwingung einen Gütefaktor von unter 150 aufweist, beispielsweise in Produktionsanlagen. Werden Torsionsschwingungen in Produktionsanlagen erfindungsgemäß gedämpft, so bietet dies den Vorteil, dass die Fertigungsgenauigkeit erhöht wird.

- Der Gütefaktor mit dem erfindungsgemäß aufgeprägten Dämpfungsdrehmoment liegt vorzugsweise unter 200. Der Gütefaktor mit aufgeprägtem Dämpfungsdrehmoment kann aber auch vorteilhafterweise darunter liegen, beispielsweise unter 150 oder unter 100. Auch ein Gütefaktor unter 70 ist möglich, je nach Wirkung der Dämpfung. Ein niedriger Gütefaktor hat den Vorteil, dass die Schwingung schnell abklingt.

- In einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung wird die Amplitude oder die Leistung des Dämpfungsdrehmoments in Abhängigkeit von einer Regelgröße geregelt. Als Eingangsgröße verwendet der Regler eine Regelgröße, welche die mechanische Belastung durch Torsion (Torsionsbeanspruchung) an mindestens

einer Stelle des Antriebsstranges repräsentiert. Vorzugsweise wird die Torsionsbeanspruchung des Antriebsstrangs an mindestens einer Stelle gemessen, an der die mechanische Belastung maximal ist. Dadurch können Torsionsschwingungen besonders genau und fehlerfrei detektiert werden. Insbesondere bei Antriebssträngen mit großen Durchmessern kann die Torsionsbeanspruchung durch eine Resonanzschwingung auch bei relativ kleinen Torsionswinkeln sehr hoch sein. Die Messung der mechanischen Beanspruchung an einer geeigneten Stelle bietet daher gegenüber einer bloßen Winkelgeschwindigkeitsmessung an der Welle der elektrischen Maschine Vorteile, obwohl auch bei geeigneter Signalaufbereitung eine Messung der Winkelgeschwindigkeit an der Maschine vorgesehen sein kann. Die Torsionsbeanspruchung als Regelgröße für die Stärke der Dämpfung zu verwenden, hat den Vorteil, dass die aufgebrachten Drehmomente zur Dämpfung der Torsionsschwingung gezielt eingesetzt werden und bei geeigneter Einstellung des Reglers nicht zu einer Überkompensation, d.h. zu einer Schwingungsanregung führen.

Die Regelgröße kann aus dem Messsignal eines Sensors oder aus den Messsignalen mehrerer Sensoren ermittelt werden. Mehrere Sensoren können dabei den Vorteil haben, dass durch geeignete Signalaufbereitung der Sensoren Störgrößen ausgefiltert werden können. Ein Sensor kann den Vorteil haben, dass dieser einen geringeren Aufwand für den Auf- und Einbau der Messeinrichtung bedingt. Beim Einsatz mehrerer Sensoren werden diese vorzugsweise an verschiedenen Positionen des Antriebsstrangs angebracht. Dabei können die verschiedenen Positionen azimuthal oder axial bezüglich des Antriebsstrangs zueinander beabstandet sein. So ist z.B. eine Anordnung von zwei Torsionsdehnungsmesssensoren auf zwei gegenüberliegenden Positionen des Antriebsstranges vorteilhaft, dergestalt dass die beiden Sensoren einen Azimuthalwinkel von 180° einschließen.

Bei geeigneter Verarbeitung der Ausgangssignale der Sensoren können so Störgrößen, die durch eine über den Umfang variierende Eigenschaft der Antriebswelle bedingt sind, ausgefiltert werden. Bei geeigneter Signalaufbereitung sind auch andere Azimuthalwinkel möglich, beispielsweise 30° oder 90° .

Vorzugsweise können auch mehrere Sensoren axial zueinander beabstandet angebracht werden. Axial voneinander beabstandete Torsionsdehnmesssensoren sind insbesondere vorteilhaft, wenn zunächst die exakte Eigenform der Resonanztorsionsschwingung und der Ort der höchsten mechanischen Beanspruchung unbekannt sind.

Wird die Messung der Torsionsbeanspruchung mit Hilfe einer oder mehrerer Winkelgeschwindigkeitsmesssensoren vorgenommen, bieten zwei axial voneinander beabstandete Winkelgeschwindigkeitsmesseinrichtungen besondere Vorteile, da auf diese Weise aus dem Differenzsignal die Torsionsbeanspruchung der zwischen den beiden Sensoren liegenden Teile des Antriebsstranges ermittelt werden kann.

Die Winkelgeschwindigkeit der Welle der elektrischen Maschine ist im kontinuierlichen Betrieb Veränderungen unterworfen, die auch bei minimaler Größe die Ermittlung der Torsionsbeanspruchung stark erschweren oder unmöglich machen können. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Winkelgeschwindigkeit aufgrund der Torsionsschwingung gegenüber der konstanten Winkelgeschwindigkeit der Welle sehr klein ist. So sind bei großen Generatoranlagen Winkelgeschwindigkeiten von über 1000 Umdrehungen/Minute üblich. Wegen der durch die dicken Antriebsstränge bedingten hohen Torsionsfedersteifigkeiten kommt es bei den Torsionsschwingungen nur zu kleinen Auslenkungen. In Verbindung mit der oft niedrigen Frequenz der ersten Resonanztorsionsschwingung, z.B. zwischen 10 und 40 Hz, führt dies zu geringen Winkelgeschwindigkeiten der Torsions-

schwingung. Diese geringen Torsionswinkelgeschwindigkeiten können messtechnisch ein großes Problem darstellen. Deshalb ist die Messung über ein Differenzsignal zweier voneinander axial beabstandeten Sensoren vorteilhaft. Bei Einsatz eines
5 ausreichend genauen Sensors in Verbindung mit einer sehr guten Signalaufbereitung ist es jedoch auch möglich, nur einen Sensor zu verwenden.

10 Vorteilhafterweise kann die Erfindung mit verschiedenen Sensortypen realisiert werden. Wird die Messung der Torsionsbeanspruchung mit Hilfe von Winkelgeschwindigkeitssensoren durchgeführt, so können alle an sich bekannten optischen Winkelgeschwindigkeitssensoren eingesetzt werden. Diese besitzen die Vorteile, dass sie berührungslos messen, in der Anwendung
15 erprobt sind und außerdem kostengünstig sind.

Vorzugsweise wird die Torsionsbeanspruchung jedoch direkt gemessen. Dazu können z.B. Dehnmessstreifen verwendet werden, die auf der Welle befestigt, z.B. aufgeklebt werden. Hierbei
20 sind aufgrund der geringen Dehnungen insbesondere bei Wellen mit großen Durchmessern lange Dehnmessstreifen mit mehreren parallel liegenden Bahnen sinnvoll. Mit Dehnmessstreifen wird direkt die mechanische Beanspruchung gemessen, was einen Vorteil gegenüber indirekten Messungen bedeuten kann.

25

Vorzugsweise wird eine berührungslose Messung der Torsionsbeanspruchung vorgenommen, beispielsweise durch einen magnetostriktiven Sensor. So sind aus der Praxis verschiedene Sensoren zur magnetostriktiven Messung der Torsionsbeanspruchung
30 bekannt, z.B. der „Berührungslose Drehmomentsensor“ des Fraunhofer Instituts für Techno- und Wirtschaftsmathematik in Kaiserslautern (Datenblatt Fraunhofer ITWM 2001). Für den Einsatz an großen Wellen sind magnetostriktive Sensoren wegen ihrer hohen Genauigkeit besonders vorteilhaft. Um Störeffek-

te, die beispielsweise durch mit der Welle umlaufenden Materialinhomogenitäten verursacht werden können, auszuschließen, können mehrere Sensoren in Umfangsrichtung der Welle angebracht werden.

5

Das Messsignal des Sensors oder der Sensoren wird verarbeitet, um zur Regelung der Dämpfung eingesetzt zu werden. Vorzugsweise wird aus der Regelgröße, die aus dem Messsignal eines oder mehrerer Sensoren gewonnen wurde, eine Rückführgröße abgeleitet. Die Rückführgröße stellt dabei vorzugsweise die von der Resonanztorsionsschwingung verursachte Winkelgeschwindigkeit dar. Wird diese Winkelgeschwindigkeit, wie oben beschrieben, direkt aus der Differenz des Signals zweier Winkelgeschwindigkeitsmesssensoren ermittelt, so wird dieses Signal vorteilhafterweise nur noch gefiltert, um die Rückführgröße zu erhalten. Eventuell sind weitere Verfahrensschritte vorgesehen, um Störgrößen auszublenden. Wird die Torsionsbeanspruchung direkt gemessen, so können die ermittelten Weggrößen abgeleitet werden, um eine der Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung entsprechende Größe zu erhalten. Vorteilhafterweise wird dazu das gefilterte Messsignal phasenverschoben und invertiert. Beträgt die gesamte Phasenverschiebung im Regelkreis im Wesentlichen 90° , so entsteht mit der Invertierung eine Größe, die in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung steht. Wird das Signal vor oder nach der Phasenverschiebung und Invertierung mit einem Filter bearbeitet, der darauf ausgelegt ist, dass das ausgegebene Signal hauptsächlich ein Schwingungssignal entsprechend einer Resonanztorsionsfrequenz des Antriebsstranges ist, bietet dies den Vorteil, dass die Dämpfungsvorrichtung die eingesetzte Leistung hauptsächlich oder ausschließlich zur Dämpfung der Resonanztorsionsschwingung verwendet.

30

Die Dämpfung der Torsionsschwingung geschieht bei dem erfindungsgemäßen Verfahren mit der erfindungsgemäßen Dämpfungsvorrichtung dadurch, dass Wirkleistung in der Maschine verursacht wird. Dadurch wird die Maschine je nach Phasenlage der Torsionsschwingung und des Dämpfungsdrehmoments abgebremst oder beschleunigt. Vorteilhafterweise wird ein Energiezwischenspeicher verwendet, in dem Energie, die der elektrischen Maschine in einer Bremsphase entnommen wird, zwischengespeichert wird, um sie der Maschine in der nächsten Beschleunigungsphase wieder als Wirkleistung aufzuprägen. Die Energie kann jedoch alternativ einem anderen Energieträger entnommen werden. Ist der an die elektrische Maschine angeschlossene Mehrpol ein Wechselstromkreis, so wird vorteilhafterweise als Energiezwischenspeicher ein Gleichstromkreis mit Schwingungsanteil, welcher auch als Wechselstromanteil bezeichnet werden kann, verwendet.

Als Energiezwischenspeicher im Gleichstromkreis eignet sich besonders eine Spule, da diese vorteilhafterweise ein hohes Energiespeichervermögen hat. Es ist alternativ möglich, im Gleichstromkreis eine Anordnung von Kapazitäten und/oder Induktivitäten und/oder zusätzlichen ohmschen Widerständen als Energiezwischenspeicher zu verwenden.

Wird als Energiezwischenspeicher eine Spule verwendet, so ist diese Spule vorteilhafterweise eine Spule mit oder ohne Eisenkern, die luft- oder wassergekühlt ist. Diese zeichnen sich gegenüber beispielsweise supraleitenden Spulen durch wesentlich geringere Anschaffungskosten und Unterhaltskosten aus. Es ist jedoch auch möglich, eine andere, als die hier genannten Spulen zu verwenden. Auch eine Kombination von Spulen ist möglich.

Vorzugsweise beträgt die Gesamtinduktivität der mindestens einen Spule weniger als 5 mH. Durch die Verwendung von Spulen mit geringer Induktivität lassen sich Kosteneinsparungen und eine kompakte Bauform der Dämpfungsvorrichtung erzielen. Bei größeren Anlagen oder tiefen Resonanzfrequenzen können auch größere Spulen, beispielsweise bis 10 mH oder auch 20 mH oder darüber (z. B. 50 mH) vorteilhaft sein. Bei bestimmten Anwendungen können auch Gesamtinduktivitäten kleiner als 3 mH oder auch 1 mH ausreichend und vorteilhaft sein. Ein weiterer, besonders wichtiger Vorteil der Verwendung von kleinen Induktivitäten besteht in der Möglichkeit, die Spule schnell aufzuladen zu können. Der Stromaufbau in der Spule kann innerhalb kurzer Zeit zum Beispiel innerhalb weniger Millisekunden erfolgen. Die Spule muss nicht dauernd stromdurchflossen vor- gehalten werden und kann gegebenenfalls erst beim Auftreten einer Resonanztorsionsschwingung bereits während der ersten Periode geladen werden. Die Dämpfungsvorrichtung kann somit Verluste ersparen, die beim Vorhalten der stromdurchflossenen Spule auftreten würden.

Vorteilhafterweise wird der Gleichstromkreis über einen Stromrichter an den Wechselstromkreis angeschlossen. Dies ist im Falle eines Drehstromkreises mit einer Netzfrequenz über der zu dämpfenden Resonanztorsionsfrequenz vorzugsweise eine 6-Puls-Brückenschaltung. Es ist jedoch alternativ möglich, eine 12-Puls-Brückenschaltung oder andere Schaltungen zu verwenden. Liegt die Torsionsresonanzfrequenz über der Netzfrequenz des Wechselstromkreises, so können andere Stromrichter als die genannten sinnvoll sein. Im Falle einer 6-Puls-Brückenschaltung oder anderer thyristorbestückter Stromrichter kann der Gleichstromkreis über eine geeignete Zündwinkelansteuerung der Thyristoren stromgeregelt werden. Dabei erfolgt die Thyristoransteuerung nach an sich bekannten Methoden der Stromrichtertechnik.

Die Erfindung wird vorzugsweise zur Dämpfung einer Torsions-
schwingung an einem Antriebsstrang mit einer elektrischen Ma-
schine, die eine Synchronmaschine ist, eingesetzt. Dies hat
5 den Vorteil, dass über die Drehzahl der Synchronmaschine die
Netzfrequenz festgelegt ist. Damit kann bei bekannter Fre-
quenz der Torsionsschwingung und bekannter Netzfrequenz oder
bekanntem Netzfrequenzbereich der Stromrichter geeignet aus-
gelegt werden. Falls die Netzfrequenz in einem Bereich über
10 der zu dämpfenden Torsionsfrequenz liegt, lassen sich bei-
spielsweise die oben genannten 6- oder 12-Puls-Brücken-
schaltungen verwenden.

Je nach Anwendungsfall kann die Anwendbarkeit des Verfahrens
15 bei der Asynchronmaschine oder der Synchronmaschine einen zu-
sätzlichen technischen Aufwand erfordern, beispielsweise bei
einem drehzahlveränderlichen Antrieb. Dieser Aufwand betrifft
die Anpassung des Stromrichters an die ggf. in einem größeren
Bereich veränderliche Netzfrequenz.

20 Vorteilhafterweise wird der Stromrichter mit seiner wechsel-
stromseitigen Seite galvanisch vom Wechselstromkreis ge-
trennt. Dies hat den Vorteil, dass die Spannung auf der Seite
des Stromrichters über das Übersetzungsverhältnis des Trans-
25 formators eingestellt werden kann. Diese Einstellung erfolgt
in Abhängigkeit von der Spannung im Wechselstromkreis, an dem
die elektrische Maschine angekoppelt ist. Es ist auch eine
Anordnung ohne galvanische Trennung möglich, wobei sich Vor-
teile aus dem Verzicht auf den Transformator ergeben können.

30 Aus der Rückführgröße des Regelkreises wird durch geeignete
Maßnahmen ein Sollwert für die Phasenanschnittsteuerung der
Stromregelung des Gleichstromkreises gebildet. Vorteilhafter-
weise wird dazu ein Schwingungsanteil, der die Rückführgröße

repräsentiert und dementsprechend eine Frequenz aufweist, die im Wesentlichen der zu dämpfenden Resonanztorsionsfrequenz entspricht, mit einem Gleichstromanteil addiert. Wird nun mit dem so gebildeten Sollwert der Stromrichter angesteuert, so
5 wird entsprechend dem Schwingungsanteil des Sollwerts Dämpfungsleistung in der Maschine verursacht.

Die Stärke der Dämpfung kann vorteilhafterweise geregelt werden, indem die Amplitude des Schwingungsanteils des Sollwerts
10 gesteuert wird. Je größer der Schwingungsanteil, um so mehr Energie wird in jeder Torsionsschwingungs-Phase der Maschine entzogen und wieder zugeführt. Außerdem kann die Dämpfungsleistung über die Größe des Gleichstromanteils eingestellt werden. Dadurch ist es vorteilhafterweise auch möglich, eine
15 maximale Dämpfungsleistung vorzugeben, da die maximal speicherbare Energie in jeder Phase vom Gleichstromanteil abhängig ist. Die Steuerung des Gleichstromanteils bietet besondere Vorteile bei der erstmaligen Einrichtung und Inbetriebnahme der Dämpfungsvorrichtung an einer neuen oder an einer bereits bestehenden Anlage. Vorzugsweise wird der Gleichstromkreis stromlos geschaltet, wenn keine Torsionsschwingung auftritt. Auch nach dem Ausklingen einer Torsionsschwingung kann
20 der Gleichstromkreis stromlos geschaltet werden, gegebenenfalls nach einer Wartezeit.

25

Die Dämpfungsvorrichtung ist darauf ausgelegt, Wirkleistung mit der Frequenz einer Torsionsresonanzfrequenz der Antriebswelle in der elektrischen Maschine zu leisten. Dies könnte bei nicht funktionierendem Regelkreis innerhalb kurzer Zeit
30 zu schweren Schäden an der Anlage führen. Deshalb ist für die Betriebssicherheit der Dämpfungsvorrichtung die Stromregelung im Gleichstromkreis von besonderem Vorteil, da dadurch bei kleinem Gleichstromanteil und entsprechend geringer maximaler Wirkleistung die Funktionsfähigkeit des Regelkreises und der

gesamten Dämpfungsvorrichtung überprüft werden können. Im Betrieb ermöglicht die Stromregelung eine Beschränkung der Dämpfungsleistung, wodurch eine Überlastung des Stromrichters und/oder der Spule und/oder anderer Teile verhindert werden kann.

Die Dämpfungsvorrichtung kann vorteilhafterweise bei einer sehr geringen Leistung betrieben werden. Dies hat den Vorteil, dass alle Komponenten im Bereich des Stromrichters und des Gleichstromkreises kostengünstig ausgelegt werden können. Vorzugsweise ist die Dämpfungsvorrichtung darauf ausgelegt, maximal 5% der von der Maschine elektrisch-mechanisch gewandelten Leistung als Dämpfungsleistung einzusetzen. Dies ist in den meisten Anwendungsfällen ausreichend, da mit der Dämpfungsvorrichtung nur die Schwingungen im Frequenzbereich der Resonanz bedämpft werden. Es ist alternativ möglich, die Anlage auf maximal 1% oder 3% der von der Maschine gewandelten Leistung auszulegen. Es kann aber auch eine Auslegung auf 10% oder 20% sinnvoll sein.

Das Verfahren und die Dämpfungsvorrichtung sind besonders geeignet für Anlagen mit elektrischen Maschinen, bei denen die Masse der rotierenden Antriebswelle mit den daran befestigten mitrotierenden Teilen mehr als 20 Tonnen beträgt. Die Torsionsschwingungseigenschaften werden wesentlich durch die Massenträgheitsmomente der an der Antriebswelle montierten Teile bestimmt. Tiefe Resonanzfrequenzen bei geringer Dämpfung, für die das erfindungsgemäße Verfahren besonders geeignet ist, treten bevorzugt bei Antriebssträngen mit großen Massenträgheitsmomenten auf. So ist der Einsatz des Verfahrens und der Vorrichtung zur Dämpfung besonders vorteilhaft, wenn das Gesamtmassenträgheitsmoment des Antriebsstranges mit den daran montierten Teilen mehr als 5000 kgm^2 beträgt. Der Einsatz kann aber auch bei geringeren, z.B. über 1000 kgm^2 ,

Massenträgheitsmomenten sinnvoll sein. Insbesondere eignet sich das Verfahren für sehr große Massenträgheitsmomente von über 20 000 oder 80 000 kgm². So ist der Einsatz besonders vorteilhaft bei Gesamtmassen der rotierenden Teile eines Antriebsstranges von über 40 oder 100 Tonnen.

Tiefe Resonanzfrequenzen, die mit der erfindungsgemäßen Dämpfungsvorrichtung vorteilhaft gedämpft werden können, können aber auch bei wesentlich niedrigeren Massen des Antriebsstrangs auftreten. Die Resonanzfrequenz ist nicht nur vom Massenträgheitsmoment der rotierenden Massen, sondern auch von den Torsionsfedersteifigkeiten der die rotierenden Massen verbindenden Wellen abhängig. So ist auch bspw. bei Papier- oder Druckmaschinen, die rotierende Massen von einer bis fünf Tonnen aufweisen können, ein Auftreten von tiefen Resonanzfrequenzen möglich, da die Torsionsfedersteifigkeiten der Wellen entsprechende Werte aufweisen.

Bei großen Anlagen wird die Dämpfungsvorrichtung vorteilhafterweise in ein Regel- und mehrere Leistungsmodule getrennt, wodurch über die Anzahl baugleicher Leistungsmodule die Gesamtdämpfungsleistung skalierbar ist. Die Module sind derart ausgelegt, dass ein Regelmodul mehrere Leistungsmodule ansteuern kann. Die Leistungsmodule bestehen jeweils aus einem Stromrichter, eventuell einem Transformator zur galvanischen Trennung vom Netz, einem an den Stromrichter angeschlossenen Gleichstromkreis mit Energiezwischenpeicher, vorzugsweise in Form einer Spule, und der Zündwinkelsteuerung. Alternativ kann die Zündwinkelsteuerung auch im Regelmodul enthalten sein. Das Regelmodul beinhaltet alle für die Signalaufbereitung vorgesehenen Vorrichtungen und weist eingangsseitig Anschlüsse für einen oder mehrere Sensoren auf. Mit diesem Aufbau können vorteilhafterweise bestehende Dämpfungsvorrichtun-

gen durch das zusätzliche Installieren von Leistungsmodulen in ihrer maximalen Leistung verstärkt werden.

5 Befinden sich mehrere elektrische Maschinen in einem Netz, d.h. sind mehrere elektrische Maschinen an den selben Mehrpol angeschlossen, so können Resonanztorsionsschwingungen in den Antriebssträngen der einzelnen elektrischen Maschinen vorteilhafterweise getrennt bedämpft werden, falls die Antriebsstränge unterschiedliche Torsionsresonanzfrequenzen aufweisen. 10 Dafür ist für jede Torsionsresonanzfrequenz eines Antriebsstranges einer elektrischen Maschine im Netz eine Dämpfungsvorrichtung vorgesehen, die auf die jeweilige Torsionsresonanzfrequenz abgestimmt ist. Die Leistung die zur Dämpfung in das Netz eingebracht wird, um die Torsionsschwingung einer Antriebswelle zu dämpfen, ist unschädlich für den Antriebsstrang einer anderen elektrischen Maschine in demselben 15 Netz, da dort keine Resonanzschwingung angeregt werden kann, falls die Torsionsresonanzfrequenzen der Antriebsstränge unterschiedlich sind.

20

In einer vorteilhaften Ausführungsform ist die erfindungsgemäße Dämpfungsvorrichtung dazu geeignet, mehrere Torsionsschwingungen mit verschiedenen Frequenzen eines rotierenden Antriebsstranges zu dämpfen. Dazu enthält das dem Antriebsstrang aufgeprägte Dämpfungsdrehmoment Frequenzanteile verschiedener vorgegebener Frequenzen, wobei die Frequenzanteile 25 in Gegenphase zu den Winkelgeschwindigkeiten der verschiedenen Torsionsschwingungen liegen. Dies hat den Vorteil, dass auch mehrere tiefe Torsionsschwingungen, die im Betrieb des Antriebsstrangs eine Gefahr darstellen können, auf günstige 30 Weise gedämpft werden können. Dazu verfügt die Dämpfungsvorrichtung vorteilhafterweise über mehrere Messeinrichtungen, mit denen für verschiedene Torsionsschwingungen des Antriebsstrangs mit verschiedenen Frequenzen jeweils Rückführgrößen

ermittelbar sind. Die mehreren Messeinrichtungen können mit einem oder mehreren Sensoren verbunden sein. Beispielsweise kann vorgesehen sein, dass jede Messeinrichtung mit einem zugehörigen Sensor oder mit mehreren zugehörigen Sensoren verbunden ist. Dies hat den Vorteil, dass die Sensoren getrennt auf die jeweiligen Messeinrichtungen und die von den Messeinrichtungen zu messenden Frequenzen abgestimmt sein können. Alternativ kann vorgesehen sein, dass mehrere Messeinrichtungen gemeinsam das Signal eines oder mehrerer Sensoren verwenden. Dies hat den Vorteil, dass nicht für jede Messeinrichtung ein eigener Sensor oder mehrere Sensoren angeordnet werden müssen.

Vorzugsweise entsprechen zumindest einige der vorgegebenen Frequenzen, mit denen die mehreren Torsionsschwingungen des Antriebsstrangs gedämpft werden, im Wesentlichen Resonanzfrequenzen des Antriebsstrangs. Dies hat den Vorteil, dass die eingesetzte Leistung zur Dämpfung minimiert werden kann, da die Dämpfungsleistung für Torsionsschwingungen eingesetzt wird, die im Betrieb der Anlage eine Gefahr darstellen. Mehrere verschiedene Resonanzfrequenzen, die besonders vorteilhaft mit der erfindungsgemäßen Dämpfungsvorrichtung gedämpft werden können, treten bspw. an Turbogeneratoren auf, die über mehrere Turbinen bspw. eine Hochdruck-, eine Mitteldruck- und zwei Niederdruckturbinen verfügen. Jede der Turbinen, der Generator selbst und eventuell noch weitere Teile stellen rotierende Massen dar, die durch Wellen verbunden sind. Eine solche Anordnung weist oftmals mehrere Schwingungseigenformen mit einer tiefen Resonanzfrequenz auf. Eine tiefe Resonanzfrequenz ist bspw. eine Frequenz unter 50 Hz oder unter 100 Hz. Die dazugehörigen Schwingungseigenformen zeichnen sich dadurch aus, dass eine oder mehrere rotierende Massen gegenüber den anderen rotierenden Massen schwingen. So können bspw. bei dem beschriebenen Turbogenerator die Hochdruck- und

die Mitteldruckturbine gegenüber den anderen Turbinen oder die Hochdruck-, die Mitteldruck- und eine Niederdruckturbine gegenüber der anderen Niederdruckturbine und dem Generator mit tiefen Resonanzfrequenzen schwingen. Um die verschiedenen Torsionsschwingungen möglichst genau zu erfassen, wird je-
5 weils einer oder mehrere Sensoren an den Stellen des Antriebsstrangs angeordnet, an denen die durch die Torsionsschwingungen hervorgerufenen Verformungen maximal sind. Beispielsweise ist eine Anordnung der Schwingungssensoren je-
10 weils an den Wellen zwischen den rotierenden Massen vorteilhaft, da dort die größten Verformungen bei den Schwingungsformen der Resonanzfrequenzen zu erwarten sind. Vorzugsweise wird die auf eine vorgegebene Resonanzfrequenz abgestimmte Messeinrichtung mit dem oder den Sensoren verbunden,
15 die an der Stelle angeordnet sind, an der die durch die Torsionsschwingung mit der entsprechenden Resonanzfrequenz hervorgerufene Verformung maximal ist. Dies hat den Vorteil, dass im Bereich der Messeinrichtungen ein minimaler Aufwand zur Weiterverarbeitung der die Regelgrößen darstellenden Sensorsignale nötig ist.
20

Vorzugsweise werden aus den mehreren Regelgrößen mit den Messeinrichtungen mehrere Rückführgrößen gebildet, wobei jede Rückführgröße eine Frequenz aufweist, die im Wesentlichen
25 gleich der Frequenz der entsprechenden Torsionsschwingung ist. Die Amplitude der einzelnen Rückführgrößen richtet sich nach der Stärke der dieser Rückführgröße zuordenbaren Torsionsschwingung. Dies hat den Vorteil, dass jede der zu dämpfenden Torsionsschwingungen mit der richtigen Stärke gedämpft
30 wird und es nicht zu einer Überkompensation, d. h. einer Schwingungsanregung kommt. Vorteilhafterweise kann auch eine Messeinrichtung nur dann eine Rückführgröße ausgeben, falls eine Torsionsschwingung mit der entsprechenden Frequenz und einer Amplitude über einem vorher festgelegten Schwellwert

auftritt. Dies hat den Vorteil, dass die Dämpfungsvorrichtung nur dann eingesetzt wird, falls tatsächlich eine Schwingung auftreten könnte, die einen Nachteil im Betrieb darstellen würde. Vorteilhafterweise weist die Dämpfungsvorrichtung einen Rückführgrößenaddierer auf, der die von den Messeinrichtungen ausgegebenen Rückführgrößen addiert und dessen Ausgang mit dem Eingang des Addierers des Reglers verbunden ist. In dem Addierer des Reglers wird zu der Summe der Rückführgrößen der die Amplitude der Dämpfungsleistung beeinflussende Gleichstromanteil addiert. Der Rückführgrößenaddierer hat den Vorteil, dass für verschiedene zu dämpfende Schwingungen nur ein Leistungsmodul nötig ist. Alternativ kann vorgesehen sein, mehrere Leistungsmodule zu verwenden, wobei bspw. ein Leistungsmodul Torsionsschwingungen der tiefsten Resonanzfrequenz und ein weiteres Leistungsmodul Torsionsschwingungen der beiden darüber liegenden Resonanzfrequenzen dämpft.

Am Ausgang des Addierers wird die Summe der Rückführgrößen und des Gleichstromanteils ausgegeben, wobei diese Summe den Sollwert für den Stromrichter darstellt.

Alternativ ist es auch möglich, die Aufgaben der Messeinrichtung durch einen Computer mit Analog-Digital- und Digital-Analog-Wandler auszuführen. Dies bietet den Vorteil, dass die Signalaufbereitung einschließlich der Filterung und der Phasenverschiebung mit geringem Aufwand adaptierbar ist. Auch die Summierung der Rückführgrößen und die Addierung des Gleichstromanteils kann digital erfolgen. Dies hat den Vorteil, dass der Computer die Funktion der vielen einzelnen Elemente übernimmt und dadurch der Aufbau der Dämpfungsvorrichtung einfacher wird. Dagegen bietet der Aufbau aus analogen Einzelelementen den Vorteil, dass die Filterung und Phasenverschiebung unabhängig von der Rechenauslastung eines

Computers zuverlässig innerhalb einer vorgegebenen Zeitspanne ausgeführt werden.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnungen näher
5 erläutert. Es zeigen:

Figur 1 eine schematische Darstellung eines beispielhaften
Aufbaus einer Dämpfungsvorrichtung,

10 Figur 2 die Darstellung mehrerer im Betrieb einer Dämpfungs-
vorrichtung aufgezeichneter Daten und

Figur 3 eine schematische Darstellung eines weiteren bei-
spielhaften Aufbaus einer Dämpfungsvorrichtung.

15 In Figur 1 ist zentral eine Energieversorgungseinheit 10 dar-
gestellt, die insbesondere für die Versorgung stark schwan-
kender elektrischer Lasten von Verbrauchern 20 eingesetzt
wird. Die Energieversorgungseinheit 10 enthält einen Motor
20 11, der mit elektrischer Energie aus einem öffentlichen Netz
30 einen Antriebsstrang antreibt, an dem weiterhin eine
Schwungmasse 12 und ein Generator 13 montiert sind. Der Gene-
rator 13 gibt eine Leistung von 140 MVA (Kurzzeitnennleis-
tung) oder rund 20 bis 30 MVA (Dauerleistung) ab. Der Genera-
tor 13 wandelt die mechanische Energie der Schwungmasse 12 in
25 elektrische Energie und speist diese in ein vom öffentlichen
Netz 30 getrenntes Versorgungsnetz 31 ein. Das Versorgungs-
netz 31 ist ein Drehstromnetz, das bei Netzfrequenzen zwi-
schen 85 Hz und 110 Hz betrieben wird.

30

Die Resonanzfrequenz des Antriebsstranges bei der ersten Tor-
sionsschwingungs-Eigenform beträgt im Beispiel etwa 25 Hz.
Bei dieser Eigenform verdreht sich die Welle des Generators
13 gegenüber der Welle der Schwungmasse 12. Die höchste Tor-

sionsbeanspruchung tritt also in dem Antriebsstrang im Bereich zwischen der Schwungmasse 12 und dem Generator 13 auf. Es können weitere Torsionsschwingungs-Eigenformen des Antriebsstrangs mit höheren Resonanzfrequenzen existieren, die aber mit der in Figur 1 gezeigten Dämpfungsvorrichtung nicht gedämpft werden sollen.

Die Torsionsschwingungen werden angeregt durch Lastwechsel der Verbraucher 20, die über das Versorgungsnetz 31 mit elektrischer Energie vom Generator 13 versorgt werden. An dem Versorgungsnetz 31 ist außerdem die erfindungsgemäße Dämpfungsvorrichtung angeschlossen, die ein Leistungsmodul 40, eine Steuerung 50, einen Sollwertgeber 60 und einen Sensor 14 aufweist.

Die mechanische Belastung aufgrund der Torsionsschwingung wird im Beispiel mit dem Sensor 14 erfasst, der den magnetostriktiven Effekt auf Grund der mechanischen Belastung durch die Torsion ausnutzt. Der Sensor 14 liefert ein Signal 33, dessen Verlauf sich aus der Schwingungsamplitude der Torsionsschwingung und gegebenenfalls Störgrößen zusammensetzt. In der Messeinrichtung, die einen Filter 61, einen Phasenschieber 62, einen Inverter 63 und einen Verstärker 64 aufweist, wird das Signal 33 gefiltert, phasenverschoben, invertiert und verstärkt. Die dadurch ermittelte Rückführgröße ist ein Schwingungssignal mit der Frequenz der Resonanzfrequenz der Torsionsschwingung, dessen Amplitude der Stärke der Resonanztorsionsschwingung entspricht. Die Rückführgröße wird zur Bildung eines Sollwertes 32 für die Steuerung 50 der Leistungseinheit 40 in einem Addierer 65 mit einem einstellbaren Gleichstromanteil 66 addiert. Der Gleichstromanteil 66 wird in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Dämpfungsvorrichtung eingestellt oder manuell vorgegeben. Beim Auftreten einer Torsionsschwingung kann der Gleichstromanteil 66 auch

in Abhängigkeit von der gemessenen Amplitude der Torsionsschwingung eingestellt werden.

Die Steuerung 50 steuert die Leistungseinheit 40 so an, dass diese über das Versorgungsnetz 31 Wirkleistung in dem Generator 13 leistet. Die Wirkleistung wird durch den Gleichstrom- und den Wechselstromanteil bestimmt. Im einzelnen wird über einen Verstärker 53 eine Zündwinkelsteuerung 51 angesteuert, die mit einem Stromrichter 42 in der Leistungseinheit 40 verbunden ist. Der Stromrichter 42 besteht aus einer 6-Puls-Brückenschaltung mit Thyristoren. Die Zündwinkelsteuerung 51 steuert die 6-Puls-Brückenschaltung 42 im herkömmlichen Zündsteuerungsverfahren mit der gleichzeitigen Stromführendstellung von zwei Ventilen und der Bildung von drei Gruppen, die jeweils einen Versatz von 120° aufweisen.

Auf der Gleichstromseite des Stromrichters 42 ist in einem Gleichstromkreis, der durch den Stromrichter 42 stromgeregelt wird, ein Strommessgerät 44 und eine Spule 41 mit etwa 1 mH angeordnet. Das Strommessgerät 44 dient als Messeinrichtung für einen Addierer 52, der vom Sollwert 32 den tatsächlich im Gleichstromkreis fließenden Strom subtrahiert. Die Spule 41 stellt den Energiezwischenspeicher dar.

Des Weiteren ist an den Stromrichter 42 ein Transformator 43 angeschlossen, über den die 6-Puls-Brückenschaltung des Stromrichters 42 galvanisch getrennt mit dem Versorgungsnetz 31 verbunden ist. Der Transformator 43 ist im dargestellten Fall ein Drehstromtransformator, mit dem die 6-Puls-Brückenschaltung auf einem geeigneten Spannungsniveau betrieben werden kann.

Zum erstmaligen Aufbau des Stroms im Gleichstromkreis wird dem Generator 13 entsprechend dem Gleichstromanteil des Soll-

werts 32 über das Versorgungsnetz 31, den Transformator 43 und den Stromrichter 42 Wirkleistung entnommen. Wegen der geringen Induktivität der Spule kann der Aufbau des Stroms im Gleichstromkreis beim Auftreten einer Torsionsschwingung mit Resonanzfrequenz innerhalb weniger Millisekunden erfolgen. Dies zeigt die hohe Dynamik der erfindungsgemäßen Dämpfung. Tritt eine Torsionsschwingung mit Resonanzfrequenz im Antriebsstrang auf, so enthält der Sollwert 32 einen Anteil, der in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit der Schwingung schwingt. Dem Generator 13 wird dann entsprechend dem Schwingungsanteil des Sollwerts 32, also mit der Resonanzfrequenz, aber in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung zusätzlich Wirkleistung entnommen oder zugeführt, wodurch die Schwingung im Antriebsstrang gedämpft wird.

Fig. 2 zeigt mehrere Diagramme, die verschiedene im laufenden Betrieb einer Dämpfungsvorrichtung aufgezeichnete Größen über die Zeit darstellen. Im obersten Diagramm in Fig. 2 ist eine Störgröße $P_{\text{Stör}}$ gezeigt, die eine Resonanztorsionsschwingung im Antriebsstrang anregt. Die Störgröße ist im dargestellten Fall eine Lastschwingung im elektrischen Netz, an dem die elektrische Maschine als Generator angeschlossen ist. Die Störgröße schwingt mit einer Frequenz, die im Wesentlichen der ersten Resonanzfrequenz des Antriebsstranges entspricht. Das Torsionsmoment m_{SG} im Antriebsstrang ist im untersten Diagramm von Fig. 2 über die Zeit angetragen. Deutlich erkennt man, wie sich in Folge der Anregung eine stärker werdende Torsionsschwingung aufbaut. Die Torsionsschwingung wird von der Dämpfungsvorrichtung erfasst, worauf diese Wirkleistung $P_{\text{dämp}}$ in der Maschine verursacht. Der Verlauf der Wirkleistung $P_{\text{dämp}}$ ist im mittleren Diagramm über die Zeit angetragen. Die Wirkleistung $P_{\text{dämp}}$ ist gegenüber der Torsionsschwingung m_{SG} um 90° phasenverschoben (siehe Pfeil A) und liegt in Gegenphase zur Winkelgeschwindigkeit der Torsions-

schwingung. Durch die mit der zunehmenden Amplitude der Torsionsschwingung zunehmende Dämpfung wird die Torsionsschwingung trotz fortgesetzter Anregung begrenzt (siehe Pfeil B).

- 5 Figur 3 zeigt eine alternative Ausführungsform der Erfindung, die dazu geeignet ist, zwei Torsionsschwingungen mit unterschiedlicher Frequenz in einem Antriebsstrang zu dämpfen. Der Aufbau der Anlage entspricht in vielen Teilen dem Aufbau der in Figur 1 dargestellten Anlage. Die mit den gestrichenen Bezugszeichen versehenen Bauteile entsprechen in ihrer Funktion 10 denen, die in Figur 1 gezeigt sind und mit den entsprechenden ungestrichenen Bezugszeichen versehen sind. Die Energieversorgungseinheit 10' entspricht der in Figur 1 gezeigten Energieversorgungseinheit 10, mit dem Unterschied, dass bei dem 15 hier gezeigten Ausführungsbeispiel eine zweite Torsionsschwingung gedämpft werden soll, deren Resonanzfrequenz etwa 35 Hz beträgt. Bei der dazugehörigen Eigenform verdreht sich die Welle des Generators 13' und die Welle der Schwungmasse 12' gegenüber der Welle des Motors 11'. Daneben existiert 20 auch noch die erste Resonanzfrequenz mit der ersten Eigenform, die im Zusammenhang mit Figur 1 beschrieben wurde.

- Die Torsionsschwingungen beider Resonanzfrequenzen werden angeregt durch Lastwechsel der Verbraucher 20', die über das 25 Versorgungsnetz 31' mit elektrischer Energie vom Generator 13' versorgt werden. An dem Versorgungsnetz 31' ist wie bei dem in Figur 1 gezeigten Ausführungsbeispiel die erfindungsgemäße Dämpfungsvorrichtung angeschlossen, die ein Leistungsmodul 40', eine Steuerung 50' und einen Sensor 14' aufweist. 30 Zur Ermittlung des Auftretens und der Amplitude der zweiten Torsionsschwingung weist die Dämpfungsvorrichtung weiterhin einen zweiten Sensor 14'' und einen gegenüber dem in Figur 1 gezeigten abgewandelten Sollwertgeber 60' auf..

Die mechanische Belastung aufgrund der Torsionsschwingungen wird mit den beiden Sensoren 14' und 14'' erfasst, die den magnetostriktiven Effekt ausnutzen. Die Sensoren 14' und 14'' liefern die Signale 33' und 33'', deren Verlauf sich aus den Schwingungsamplituden der Torsionsschwingungen und ggf. Störgrößen zusammensetzt. Das Signal 33' des Sensors 14' wird, wie in Figur 1 gezeigt, in einem Filter 61' gefiltert, in einem Phasenschieber 62' phasenverschoben, in einem Inverter 63' invertiert und in einem Verstärker 64' verstärkt. Die dadurch ermittelte Rückführgröße ist ein Schwingungssignal mit der Frequenz der Resonanzfrequenz der Torsionsschwingung, dessen Amplitude der Stärke der ersten Resonanztorsionsschwingung entspricht. Das Signal 33'' des zweiten Sensors 14'' wird in einem zweiten Filter 61'' gefiltert, in einem zweiten Phasenschieber 62'' phasenverschoben, in einem zweiten Inverter 63'' invertiert und in einem zweiten Verstärker 64'' verstärkt. Die dadurch ermittelte zweite Rückführgröße ist ein Schwingungssignal mit der Frequenz der Resonanzfrequenz der zweiten Torsionsschwingung, dessen Amplitude der Stärke der zweiten Resonanztorsionsschwingung entspricht. Die Filter 61', 61'', die Phasenschieber 62', 62'', die Inverter 63', 63'' und die Verstärker 64', 64'' sind jeweils auf die jeweilige Resonanzfrequenz abgestimmt.

In einem Rückführgrößenaddierer 67 werden die aus den beiden Signalen 33', 33'' ermittelten Rückführgrößen addiert. Das Ergebnis der Addition ist ein überlagertes Schwingungssignal, das Frequenzanteile zur Dämpfung beider Torsionsschwingungen enthält. Zur Bildung eines Sollwerts 32' wird das die Summe der Rückführgrößen darstellende Schwingungssignal in einem Addierer 65' mit einem einstellbaren Gleichstromanteil 66' addiert. Der Sollwert 32' dient zur Ansteuerung der Leistungseinheit 40' durch die Steuerung 50'. Der Gleichstromanteil 66' wird in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Dämp-

fungsvorrichtung eingestellt oder manuell vorgegeben. Tritt keine Torsionsschwingung auf, so kann auch durch zu Null setzen des Gleichstromanteils 66' der Gleichstromkreis der Leistungseinheit 40' stromlos geschaltet werden. Die Stärke der Dämpfung kann durch die Höhe des Gleichstromanteils 66' eingestellt werden oder auch durch die Verstärkung der Verstärker 64', 64''. Durch das Verstärkungsverhältnis der beiden Verstärker 64', 64'' kann auch das Verhältnis der Dämpfung der beiden Torsionsschwingungen eingestellt werden.

Der weitere Aufbau und die weitere Funktionsweise des in Fig. 3 dargestellten Beispiels entspricht dem in Figur 1 dargestellten Beispiel. Sollen mehr als zwei Torsionsschwingungen mit mehr als zwei verschiedenen Resonanzfrequenzen eines Antriebsstrangs gedämpft werden, so kann dies auf einfache Weise durch Erweiterung des Sollwertgebers 60' in Verbindung mit weiteren Sensoren bewerkstelligt werden. Der Sollwertgeber 60' wird dazu um jeweils einen weiteren Kanal bestehend aus Filter, Phasenschieber, Inverter und Verstärker erweitert, dessen Signal im Rückführgrößenaddierer 67 zu den anderen Rückführgrößen addiert wird.

Die Erfindung ist nicht auf das vorstehend beschriebene bevorzugte Ausführungsbeispiel beschränkt. Vielmehr ist eine Vielzahl von Varianten und Abwandlungen möglich, die ebenfalls von dem Erfindungsgedanken Gebrauch machen und deshalb in den Schutzbereich fallen.

PATENTANSPRÜCHE

- 5 1. Verfahren zur Dämpfung einer Torsionsschwingung in einem rotierenden Antriebsstrang, der mindestens eine elektrische Maschine (13) aufweist, wobei die elektrische Maschine (13) dem Antriebsstrang ein Dämpfungsdrehmoment aufprägt, dadurch gekennzeichnet, dass
- 10 das Dämpfungsdrehmoment mit einer vorgegebenen Dämpfungsfrequenz und in Gegenphase zu der Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung aufgeprägt wird.
- 15 2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die vorgegebene Dämpfungsfrequenz im wesentlichen einer Resonanzfrequenz des Antriebsstrangs entspricht.
- 20 3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Torsionsschwingung des Antriebsstrangs ohne aufgeprägtes Dämpfungsdrehmoment einen Gütefaktor von mehr als 500 aufweist.
- 25 4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Gütefaktor mit aufgeprägtem Dämpfungsdrehmoment unter 200 liegt.
- 30 5. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch folgende Schritte:
- Ermittlung mindestens einer Regelgröße (33), welche eine Torsionsbeanspruchung an mindestens einer Stelle des Antriebsstrangs repräsentiert, und
 - Regelung des Dämpfungsdrehmoments in Abhängigkeit von der Regelgröße (33) in einem Regelkreis.

6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Regelgröße (33) aus einem Messsignal eines oder mehrerer Sensoren (14) ermittelt wird.

5 7. Verfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Sensoren bezüglich des Antriebsstrangs azimuthal und/oder axial zueinander beabstandet sind.

10 8. Verfahren nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens einer der Sensoren (14) ein magnetostriktiver Sensor und/oder ein Dehnmessstreifen und/oder ein Sensor zur Winkelgeschwindigkeitsmessung ist.

15 9. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 5 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass aus der Regelgröße (33) eine Rückführgröße abgeleitet wird, indem die Regelgröße (33) gefiltert, phasenverschoben und invertiert wird, wobei die gesamte Phasenverschiebung im Regelkreis im wesentlichen 90° beträgt, wobei die Rückführgröße die von der Torsionsschwingung bei
20 der Resonanzfrequenz verursachte Winkelgeschwindigkeit darstellt.

25 10. Verfahren nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur Aufprägung des Dämpfungs-Drehmoments Energie in einem Gleichstromkreis mit einem Gleichstrom- und einem Wechselstromanteil zwischengespeichert wird, wobei die zwischengespeicherte Energie einem Wechselstromkreis (31) entnommen wird, an den die elektrische Maschine (13) angeschlossen ist.
30

11. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Energie im Gleichstromkreis mit mindestens einer Spule (41) zwischengespeichert wird.

12. Verfahren nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass die mindestens eine Spule (41) eine luft- oder wassergekühlte Spule mit oder ohne Eisenkern ist.

5 13. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 10 bis 12, gekennzeichnet durch folgende Schritte:

- Bildung eines Sollwertes (32) für eine Stromregelung des Gleichstromkreises aus dem Gleichstromanteil und dem Wechselstromanteil, wobei der Wechselstromanteil die Rückführgröße repräsentiert und eine Frequenz aufweist, die im wesentlichen der Resonanzfrequenz entspricht, und
- Ansteuern des Gleichstromkreises mit dem Sollwert über einen mit dem Wechselstromkreis (31) verbundenen Stromrichter (42), wobei über den Wechselstromkreis (31) Wirkleistung in der elektrischen Maschine (13) verursacht wird.

10 14. Verfahren nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsleistung über die Größe des Gleichstromanteils und/oder über die Größe des Schwingungsanteils eingestellt wird.

15 15. Verfahren nach Anspruch 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, dass maximal 5% der von der elektrischen Maschine (13) gewandelten Leistung über den Stromrichter (42) für die Dämpfung der Torsionsschwingung eingesetzt werden.

20 16. Verfahren nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Gesamtmasse der rotierenden Teile des Antriebsstrangs
30 mehr als 20t beträgt.

17. Verfahren nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Torsionsschwingung mindestens eines weiteren Antriebsstrangs, der mindestens eine weitere elektrische Maschine aufweist, gedämpft wird, wobei die Antriebsstränge unterschiedliche Resonanzfrequenzen aufweisen.

18. Verfahren nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die elektrische Maschine (13) eine Synchronmaschine ist.

19. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 10 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass im Gleichstromkreis nur bei Auftreten der Torsionsschwingung im Antriebsstrang Strom fließt.

20. Verfahren nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass mehrere Torsionsschwingungen mit verschiedenen Frequenzen des rotierenden Antriebsstrangs gedämpft werden, wobei das Dämpfungsdrehmoment Dämpfungsfrequenzanteile mit vorgegebenen Dämpfungsfrequenzen enthält und die Dämpfungsfrequenzanteile jeweils in Gegenphase zu der Winkelgeschwindigkeit der entsprechenden Torsionsschwingung liegen.

21. Verfahren nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass die vorgegebenen Dämpfungsfrequenzen im wesentlichen Resonanzfrequenzen des Antriebsstrangs entsprechen.

22. Verfahren nach Anspruch 20 oder 21, gekennzeichnet durch folgende Schritte:

- Ermitteln mehrerer Regelgrößen (33)
- Bildung mehrerer Rückführgrößen aus den Regelgrößen (33) für die Torsionsschwingungen, wobei jede Rückführgröße eine Frequenz aufweist, die im wesentlichen gleich der Frequenz der entsprechenden Torsionsschwingungen ist,
- Bildung des Sollwertes (32) für die Stromregelung des Gleichstromkreises aus dem Gleichstromanteil und dem Wechselstromanteil, wobei der Wechselstromanteil die Summe der Rückführgrößen repräsentiert, und
- Ansteuern des Gleichstromkreises mit dem Sollwert über den mit dem Wechselstromkreis (31) verbundenen Stromrichter (42), wobei über den Wechselstromkreis (31) Wirkleistung in der elektrischen Maschine (13) verursacht wird.

23. Dämpfungsvorrichtung zur Dämpfung einer Torsionsschwingung in einem rotierenden Antriebsstrang, der eine elektrische Maschine (13) und einem an die elektrische Maschine (13) angeschlossenen elektrischen Mehrpol (31) aufweist, wobei die Dämpfungsvorrichtung durch den elektrischen Mehrpol (31) an die elektrische Maschine (13) anschließbar ist und zur Erzeugung eines Dämpfungsdrehmoments in der elektrischen Maschine (13) eingerichtet ist, dadurch gekennzeichnet, dass das Dämpfungsdrehmoment eine vorgegebene Dämpfungsfrequenz aufweist und in Gegenphase zu der Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung liegt.

24. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass die vorgegebene Dämpfungsfrequenz im wesentlichen einer Resonanzfrequenz des Antriebsstrangs entspricht.

25. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 23 oder 24, dadurch gekennzeichnet, dass die Torsionsschwingung des Antriebsstrangs ohne aufgeprägtes Dämpfungs-Drehmoment einen Gütefaktor von mehr als 500 aufweist.

5

26. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, dass der Gütefaktor mit aufgeprägtem Dämpfungs-Drehmoment unter 200 beträgt.

10 27. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 23 bis 26, gekennzeichnet durch einen Regler, der die Stärke des Dämpfungs-Drehmoments in Abhängigkeit einer Regelgröße (33) regelt.

15 28. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 27, gekennzeichnet durch eine Messeinrichtung und mindestens einen Sensor (14) zur Ermittlung der Regelgröße (33), wobei die Messeinrichtung eingangsseitig mit dem Sensor (14) verbunden ist.

20 29. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 28, dadurch gekennzeichnet, dass mehrere Sensoren vorgesehen sind, die bezüglich des Antriebsstrangs azimuthal und/oder axial zueinander beabstandet sind.

25 30. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 28 oder 29, dadurch gekennzeichnet, dass der mindestens eine Sensor (14) ein magnetostriktiver Sensor und/oder ein Dehnmessstreifen und/oder ein Winkelgeschwindigkeitssensor ist.

31. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 28 bis 30, dadurch gekennzeichnet, dass die Messeinrichtung einen Filter (61), der auf die Resonanzfrequenz abgestimmt ist, einen Phasenschieber (62) und einen Inverter (63) zur Erzeugung einer Rückführgröße aufweist, wobei die Rückführgröße ein Schwingungssignal mit der Dämpfungsfrequenz ist.
32. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 23 bis 31, gekennzeichnet durch einen Energiespeicher zum Zwischenspeichern von Energie, wobei die Energie der elektrischen Maschine (13) oder dem Mehrpol (31) entnommen wird.
33. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 32, dadurch gekennzeichnet, dass der Energiespeicher mindestens eine Spule (41) aufweist, die in einem Gleichstromkreis mit Wechselstromanteil angeordnet ist.
34. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, dass die mindestens eine Spule (41) eine luft- oder wassergekühlte Spule mit oder ohne Eisenkern ist.
35. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 32 bis 34, gekennzeichnet durch einen Stromrichter (42), über den der Energiespeicher stromgesteuert mit dem Mehrpol (31) verbindbar ist.

36. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 32 bis 35, dadurch gekennzeichnet, dass der Regler einen Addierer (65) mit zwei Eingängen aufweist, dessen einer Eingang mit der die Rückführgröße ausgehenden Messeinrichtung verbunden ist und an dessen anderem Eingang ein zu addierender Gleichstromanteil anliegt, wobei der Ausgang einen Sollwert (32) für eine Steuerung (50) des Stromrichters (42) ausgibt.
37. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 36, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsleistung regelbar ist, indem im Regler die Verstärkung der Rückführgröße und die Größe des Gleichstromanteils steuerbar ist.
38. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 35 bis 37, dadurch gekennzeichnet, dass der Stromrichter (42) eine maximale Leistung von 5% der von der elektrischen Maschine (13) gewandelten Leistung steuert.
39. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 23 bis 38, dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebsstrang eine Gesamtmasse über 20t aufweist.
40. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 23 bis 39, dadurch gekennzeichnet, dass ein Regel- und mehrere Leistungsmodule vorhanden sind, wobei die Leistungsmodule von dem Regelmodul parallel gesteuert werden können, um eine höhere Dämpfungsleistung zu erreichen.
41. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 23 bis 40, dadurch gekennzeichnet, dass die elektrische Maschine (13) eine Synchronmaschine ist.

42. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 33 bis 41, dadurch gekennzeichnet, dass der Gleichstromkreis stromlos ist, wenn keine Torsionsschwingung auftritt.

5

43. Dämpfungsvorrichtung nach mindestens einem der Ansprüche 28 bis 42, gekennzeichnet durch mehrere Messeinrichtungen, mit denen für mehrere Torsionsschwingungen des Antriebsstrangs mit verschiedenen Frequenzen Rückführgrößen ermittelbar sind und die mit dem einen oder den mehreren Sensoren (14) verbunden sind.

10

44. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 43, dadurch gekennzeichnet, dass die mehreren Sensoren (14) an Stellen des Antriebsstrangs angeordnet sind, an denen die durch die Torsionsschwingungen hervorgerufenen Verformungen maximal sind.

15

45. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 43 oder 44, gekennzeichnet durch einen Rückführgrößen-Addierer (67), der die von den Messeinrichtungen ausgegebenen Rückführgrößen addiert und dessen Ausgang mit dem Eingang des Addierers (65) des Reglers verbunden ist.

20

Zusammenfassung

- 5 Es werden Verfahren und Dämpfungsvorrichtungen zur Dämpfung einer Torsionsschwingung in einem rotierenden Antriebsstrang vorgeschlagen. An dem Antriebsstrang ist eine elektrische Maschine (13) angeordnet, die an einem elektrischen Mehrpol (31) angeschlossen ist. Mit einem an die elektrische Maschine (13) angeschlossenen elektrischen Dämpfungsglied wird
10 ein Dämpfungs-Drehmoment in der elektrischen Maschine (13) erzeugt. Es wird vorgeschlagen, dass das Dämpfungs-drehmoment eine vorgegebene Dämpfungsfrequenz aufweist und in Gegenphase zu der Winkelgeschwindigkeit der Torsionsschwingung liegt.
- 15

(Fig. 1)

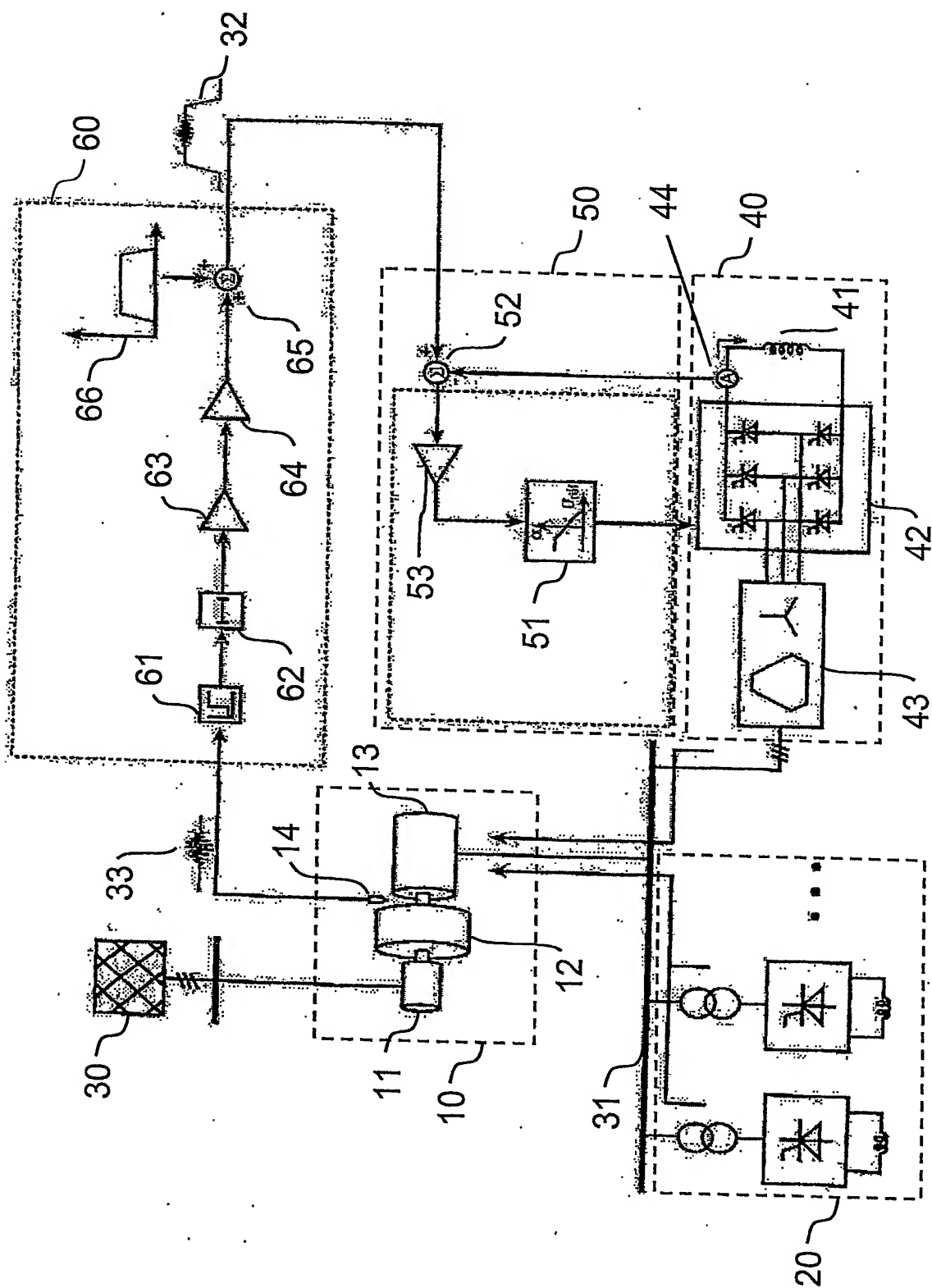


FIG 1

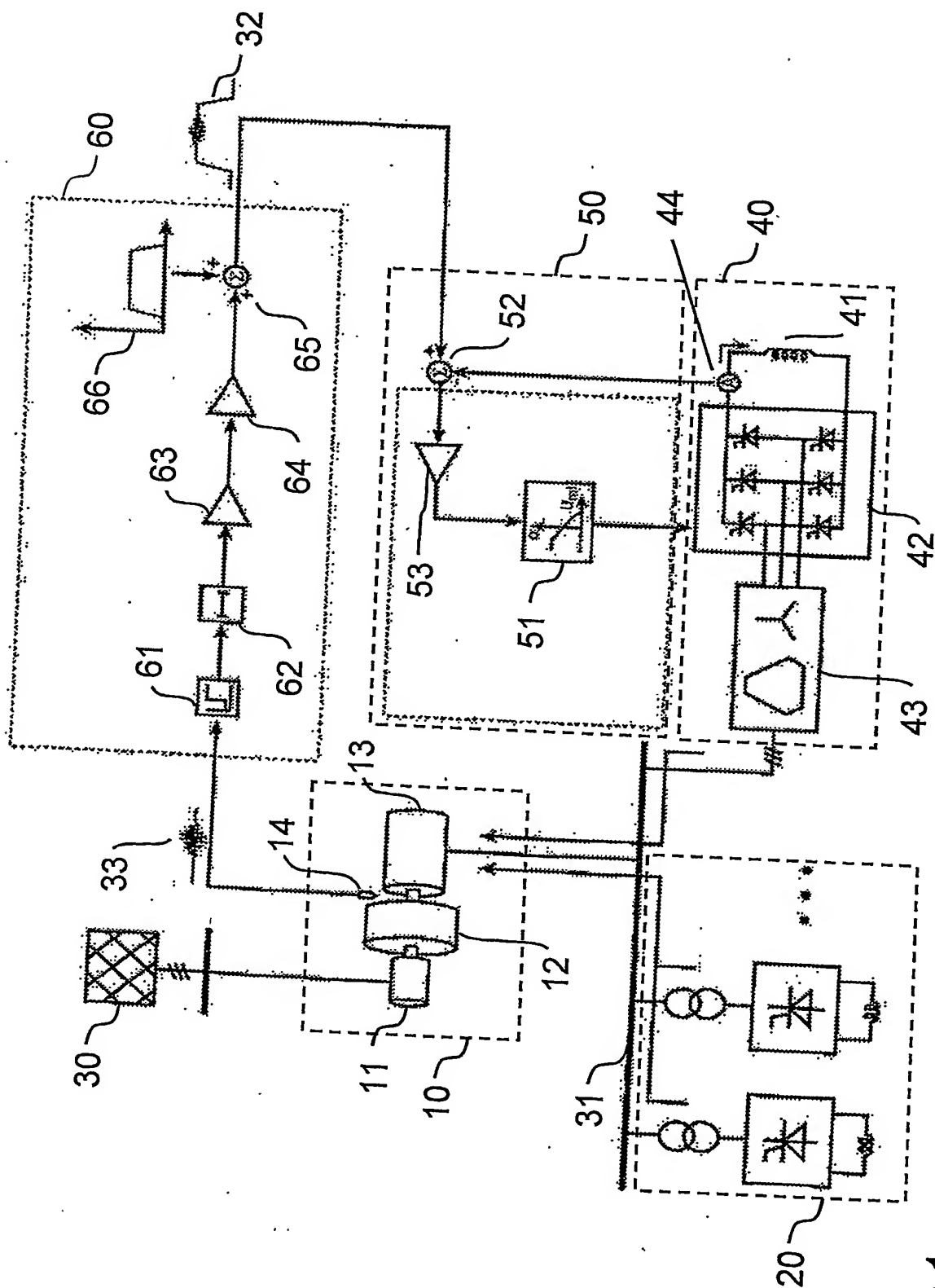


FIG 1

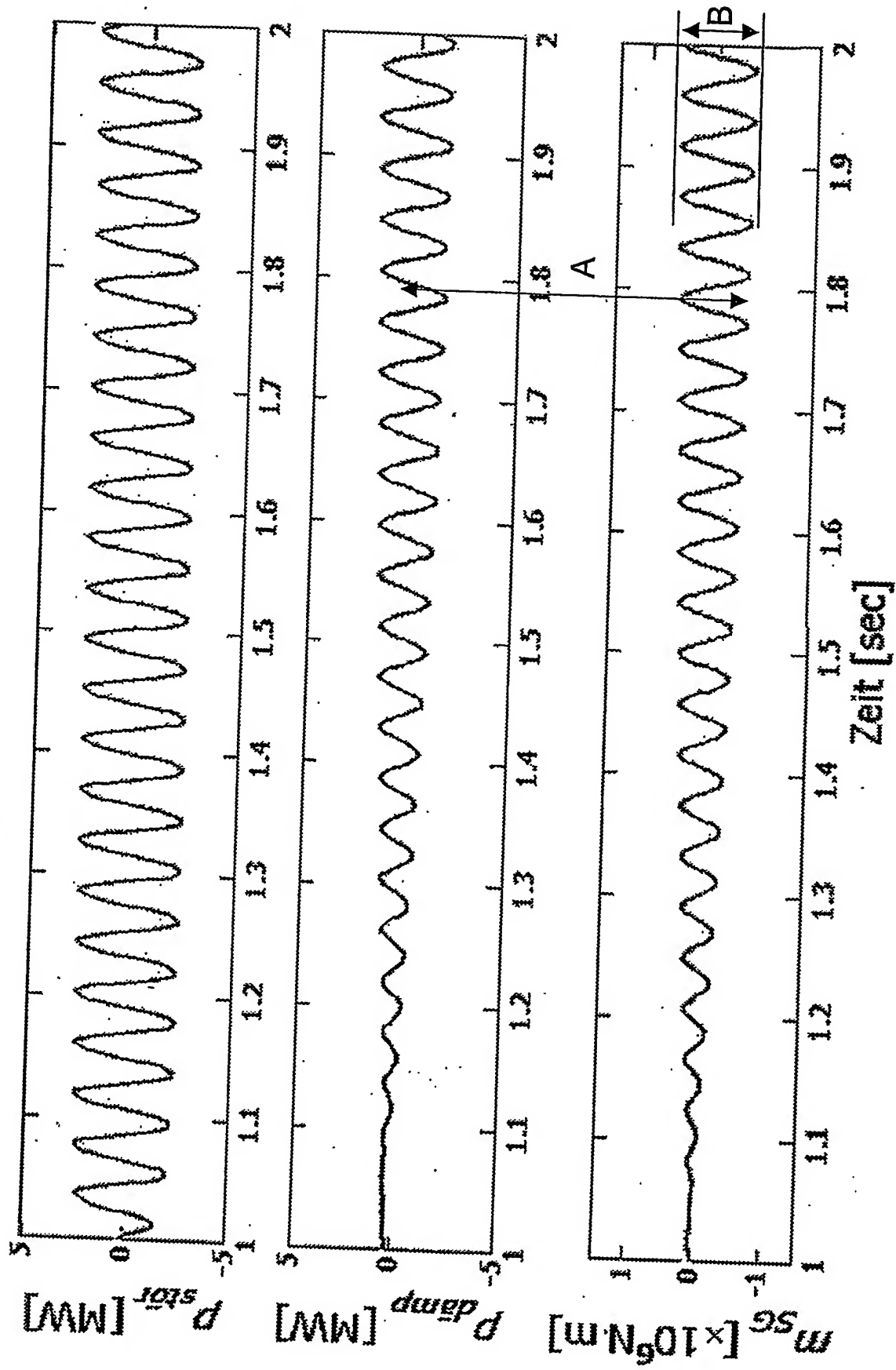


FIG 2

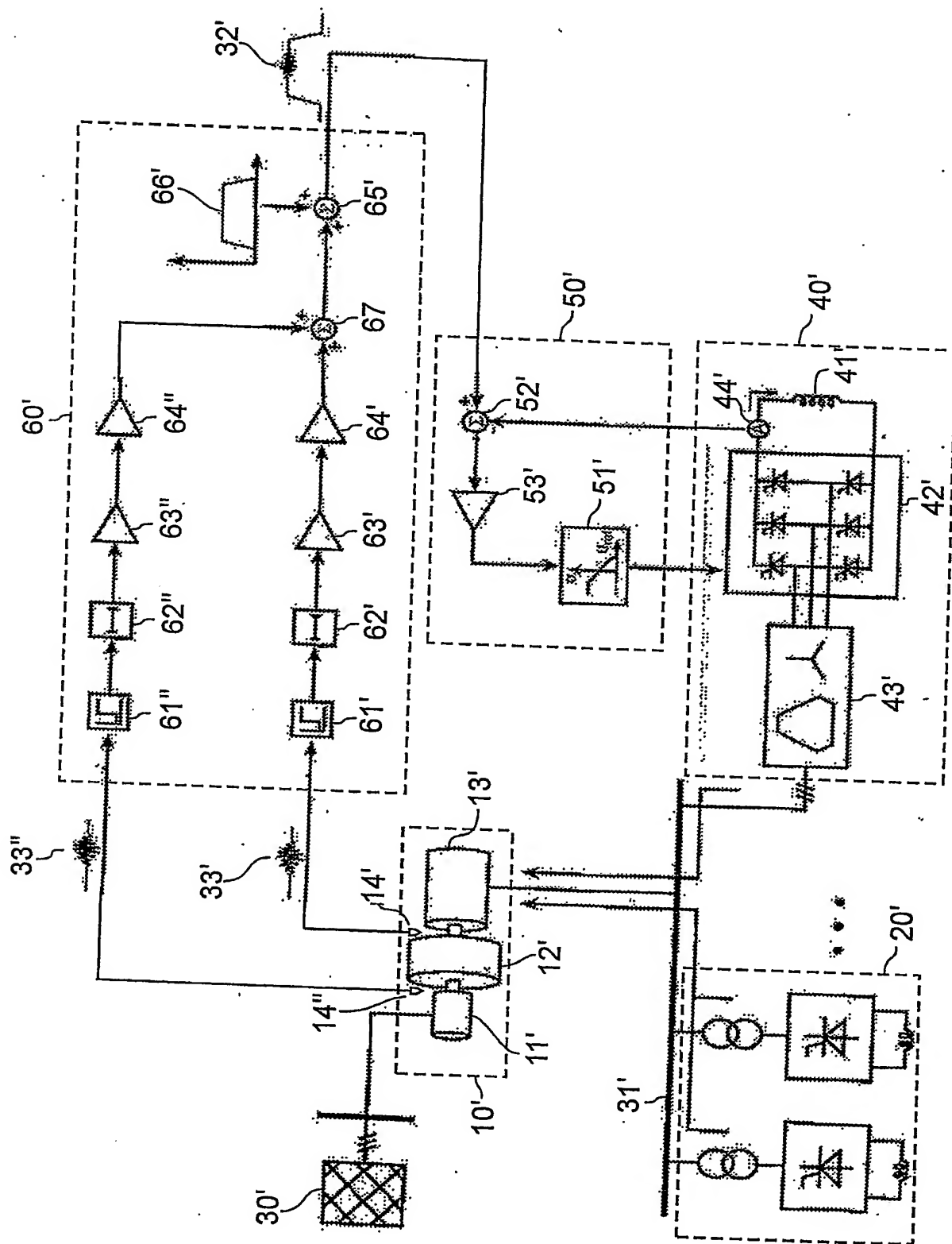


FIG. 3

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.